

アクティブサスペンションに対する 無香料カルマンフィルタとゲインスケジューリング制御による 乗り心地性能向上

M2018SC005 松下将丈

指導教員：陳幹

1 はじめに

今日の自動車産業の発展は目覚ましく進んでおり、世界中の企業が人間の監視・操作を必要としない自動運転技術を2020年代までの実用化に向けて開発を進めている。自動運転技術を備えた自動車が現実となった時、操縦の必要性から解放された私たちにとって、自動車とは居住空間と見なすようになり、乗り心地がこれまで以上に重要視されることが予想される。したがって、乗り物の乗り心地性能を向上させるサスペンション、特にアクティブサスペンションがより広く普及することが見込まれる。サスペンションとは、マサバねダンパ系より構成される振動を和らげる装置のことであり、自動車をはじめとした乗り物などに取り付けられている。この装置にアクチュエータを取り付け、振動と逆方向の力を発生させることにより、更に効果的な振動抑制性能を期待することができるサスペンションをアクティブサスペンションと呼ぶ。

将来重要視される自動車の乗り心地性能は、国際基準 International Organization for Standardization 2631-1(以下 ISO 2631-1)によると車体の鉛直加速度を基に評価され、それは自動車の持つ各パラメータにも依存する [1]。しかし、これらの値は自動車の使用条件やサスペンションを構成する各部品の劣化により刻々と変化する。にも関わらず、先行研究ではアクティブサスペンションの制御系を設計する際全ての値が常に不変のものとして組み立てられており、ロバスト性を保証するのみでパラメータの変動に沿った制御ができていないといえる [2][3]。アクティブサスペンションの持つ変動し得るパラメータにサスペンションのダンパ減衰係数とタイヤのばね定数にあたる空気圧が挙げられる。サスペンションのダンパとは実際の自動車ではアクティブサスペンションフルードと呼ばれるオイルに相当するものであり、この劣化やオイル漏れは乗り心地性能に大きな影響を及ぼす。また、タイヤ空気圧に関しては一月に約10~20[kPa]減少すると言われているが、適切な頻度で点検をするドライバーは、一般社団法人日本自動車タイヤ協会の行ったアンケートによると4割に満たないという調査もあり、これらの自動車を取り巻く乗り心地悪化に関わるパラメータの変動は身近に多く潜んでいる。そこで本研究では、このサスペンションのダンパ減衰係数とタイヤのばね定数に対してそれら値が変動しても一定の振動抑制性能を実現するための手法を提案する。

変動する減衰係数を推定する手法として、カルマンフィルタを用いる。中でも本研究では、モデルに双線形性が生じてしまうことから Unscented Kalman Filter(以下 UKF)を採用した [4]。また、UKF アルゴリズム内の平方根行列算出においてコレスキー分解が一般的に用いられてい

るが、これは半正定値、不定値行列の分解はできず、パラメータ推定を行う上で妨げとなり得る。そこで本研究では、コレスキー分解に代わって Square-Root Unscented Kalman Filter(以下 SRUKF)において採用される行列分解手法を用いた [5]。推定にあたってダンパ減衰係数について未知パラメータを含むシステムの可観測性が確認できたのに対し、タイヤのばね定数についてのシステムは可観測性でなかったことから、タイヤのばね定数に関してはパラメータボックスを作成し、ロバスト性を保証する。UKF から得たパラメータの推定値を用いてゲインスケジューリング H_2 制御によりアクティブサスペンションを制御し、制御入力を加えないパッシブサスペンションと、従来手法としてロバスト H_2 制御サスペンションとの比較をし ISO 2631-1 に基づいた乗り心地性能の観点から本研究の提案手法の有用性を検証する。また同様に実験機上に本手法を実装し、パッシブサスペンションと比較し提案手法の有用性を検証する。

2 モデリング

本研究の制御対象であるアクティブサスペンションを含む1/4カーモデルを表したモデル図を図1に示す。また、1/4カーモデルに用いたパラメータを表1に示す。 $x_b[m]$ は車体位置の変位、 $x_t[m]$ はタイヤ位置の変位、 $x_g[m]$ は路面外乱を表す。

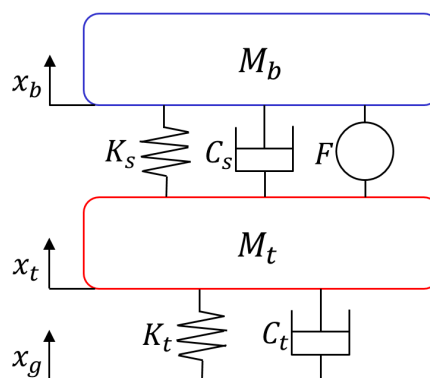


図1 1/4カーモデル図

1/4カーモデルの車体鉛直加速度、タイヤ鉛直加速度についての運動方程式を式(1)-(2)に示す。

$$M_b \ddot{x}_b = -K_s(x_b - x_t) - C_s(\dot{x}_b - \dot{x}_t) + F \quad (1)$$

表 1 パラメータ

記号	名称	単位
M_b	車体の質量	[kg]
M_t	タイヤの質量	[kg]
K_s	サスペンションのばね定数	[N/m]
K_t	タイヤのばね定数	[N/m]
C_s	サスペンションの減衰係数	[N·s/m]
C_t	タイヤの減衰係数	[N·s/m]
F	制御入力	[N]

$$M_t \ddot{x}_t = K_s(x_b - x_t) - K_t(x_t - x_g) + C_s(\dot{x}_b - \dot{x}_t) - C_t(\dot{x}_t - \dot{x}_g) - F \quad (2)$$

運動方程式 (1)-(2) より, サスペンションストローク $x_1 = x_b - x_t$, タイヤの撓み $x_2 = x_t - x_g$, 車体鉛直速度 $x_3 = \dot{x}_b$, タイヤ鉛直速度 $x_4 = \dot{x}_t$ の 4 つの状態変数をまとめて $x(t)$, 路面変位の鉛直速度 \dot{x}_g を外乱 $w(t)$, 制御入力 F を入力 $u(t)$ とし, 出力 $y(t)$ はサスペンションストローク $x_b - x_t$, 車体鉛直加速度 \ddot{x}_b と定め立式した状態空間表現 P を式 (3) に示す.

$$P \begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + B_1 u(t) + B_2 w(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} x(t) &= \begin{bmatrix} x_b - x_t & x_t - x_g & \dot{x}_b & \dot{x}_t \end{bmatrix}^T \\ &= \begin{bmatrix} x_1 & x_2 & x_3 & x_4 \end{bmatrix}^T, \\ y(t) &= \begin{bmatrix} x_t - x_g & \ddot{x}_b \end{bmatrix}^T \\ u(t) &= F, w(t) = x_g, \\ A &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_s}{M_b} & 0 & -\frac{C_s}{M_b} & \frac{C_s}{M_b} \\ \frac{K_s}{M_t} & -\frac{K_t}{M_t} & \frac{C_s}{M_t} & -\frac{C_s+C_t}{M_t} \end{bmatrix}, \\ B_1 &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{M_b} \\ -\frac{1}{M_t} \end{bmatrix}, B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ \frac{C_s}{M_t} \end{bmatrix}, \\ C &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_b} & 0 & -\frac{C_s}{M_b} & \frac{C_s}{M_b} \end{bmatrix}, \\ D &= \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M_b} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

3 パラメータ推定

本研究では状態と未知パラメータとしたサスペンションのダンパ減衰係数 C_s の推定するにあたって, 非線形性の強いシステムを取り扱うことから, 推定手法に UKF を用いる. UKF は平均値の周りでシグマポイントと呼ばれるサンプル点を選択し推定値の共分散行列を算出するサンプリング手法のひとつである. この共分散行列の計算に行列の分解という点で一般的な UKF は平方根行列とその転置行列に分解するコレスキー分解を用いるが, こ

れは非正定値行列の分解はできない. そこで本研究では, コレスキー分解の代わりに SRUKF の行列分解手法を採用した. SRUKF の行列分解手法では, 予め特異点となりうる行ベクトルを分割し Rank-one updating 手法を用いて統合するアプローチにより非正定値行列の平方根行列算出している. また, QR 分解を用いることにより一般的な UKF と比較して計算量が同程度であるという利点がある. UKF を用いるにあたり, 状態変数に変動パラメータ項のダンパ減衰係数 $C_s(t)$ とセンサ外乱項として $d(t)$ を加え

$$\begin{aligned} \tilde{x}(t) &= \begin{bmatrix} x(t) & | & C_s(t) & d(t) \end{bmatrix}^T \\ &= \begin{bmatrix} \tilde{x}_1 & \tilde{x}_2 & \tilde{x}_3 & \tilde{x}_4 & | & \tilde{x}_5 & \tilde{x}_6 \end{bmatrix}^T \end{aligned}$$

と置き, 第 2 章で導出した状態空間表現を元に拡大系を構成する.

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}}(t) = f(\tilde{x}(t)) + B_1 u(t) + B_2 w(t) \\ y(t) = h(\tilde{x}(t)) + Du(t) \end{cases}$$

$$f(\tilde{x}(t)) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_b} & 0 & -\frac{\tilde{x}_5(t)}{M_b} & \frac{\tilde{x}_5(t)}{M_b} & 0 & 0 \\ \frac{K_s}{M_t} & -\frac{K_t}{M_t} & \frac{\tilde{x}_5(t)}{M_t} & -\frac{\tilde{x}_5(t)+C_t}{M_t} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tilde{x}(t),$$

$$h(\tilde{x}(t)) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_s}{M_b} & 0 & -\frac{\tilde{x}_5(t)}{M_b} & \frac{\tilde{x}_5(t)}{M_b} & 0 & 0 \end{bmatrix} \tilde{x}(t)$$

状態変数に推定対象パラメータを含めることによって, 本来提議した状態に加えこれらのパラメータも同時に推定することができる. 本章で示した拡大系システムを Runge-kutta 法を用いて離散化し, UKF に適用する.

4 制御系設計

4.1 周波数重み設計

本研究では ISO 2631-1 に基づいて車両の乗り心地の評価を行う. ISO 2631-1 において人が不快に感じる周波数帯は鉛直方向加速度で 4[Hz] から 8[Hz] とされており, 中心周波数 $f = 6$ [Hz] としバンドパスフィルタを作成する. 選択度 $Q = 0.8$, $\omega = 2\pi f$ としたときの周波数重みの伝達関数 $W(s)$ を式 (4) に, 周波数重みの周波数応答を表すグラフを図 2 に示す.

$$W(s) = \frac{(\omega/Q)s}{s^2 + (\omega/Q)s + \omega^2} = \frac{15\pi s}{s^2 + 15\pi s + 144\pi^2} \quad (4)$$

伝達関数式 (4) より状態空間表現を作成する. 状態空間表現を式 (5) に示す.

$$\begin{cases} \dot{x}_w(t) = A_w x_w + B_w y_2(t) \\ y_w(t) = C_w x_w + D_w y_2(t) \end{cases} \quad (5)$$

第 2 章に示したアクティブサスペンションのモデルと合わせた拡大系を作成する. 拡大系モデル G を式 (6) に示す.

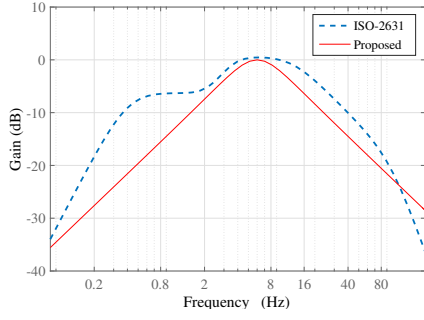


図 2 周波数重み曲線

$$G \begin{cases} \dot{x}_g(t) = A_g x_g + B_{g1} u(t) + B_{g2} w(t) \\ y_g(t) = C_g x_g + D_g u(t) \end{cases} \quad (6)$$

$$A_g = \begin{bmatrix} A & O_{4 \times 2} \\ B_w C & A_w \end{bmatrix},$$

$$B_{g1} = \begin{bmatrix} B_u \\ B_w D \end{bmatrix}, B_{g2} = \begin{bmatrix} B_d \\ O_{2 \times 1} \end{bmatrix},$$

$$C_g = \begin{bmatrix} C & O_{1 \times 2} \\ D_w C & C_w \end{bmatrix},$$

$$D_g = \begin{bmatrix} D \\ D_w D \end{bmatrix}$$

4.2 ゲインスケジューリング H_2 コントローラ設計

UKF で推定した減衰係数に沿ってゲインが変動するゲインスケジューリング H_2 コントローラを設計する。また、タイヤの空気圧の変動についても考慮するため、ばね定数 K_t についてのパラメータボックスも設定し、そのロバスト性を保証する。パラメータボックス Θ を定め、 θ_1, θ_2 をそれぞれ C_s, K_t とした。

$$\Theta = \{ [\theta_1 \ \theta_2] : \theta_i \in \{ \underline{\theta}_i \ \overline{\theta}_i \} \} (i = 1, 2)$$

$$\theta_1 = C_s, \theta_2 = K_t$$

行列 $A_g(\theta), C_g(\theta), X_d(\theta), Y_d(\theta)$ を次のように定める。

$$A_g(\theta) = A_{g0} + \theta_1 A_{g1} + \theta_2 A_{g2}$$

$$C_g(\theta) = C_{g0} + \theta_1 C_{g1}$$

$$X_d(\theta) = X_{d0} + \theta_1 X_{d1} + \theta_2 X_{d2}$$

$$Y_d(\theta) = Y_{d0} + \theta_1 Y_{d1} + \theta_2 Y_{d2}$$

$$\Theta_1 = (\underline{\theta}_1 \ \underline{\theta}_2), \Theta_2 = (\underline{\theta}_1 \ \underline{\theta}_2),$$

$$\Theta_3 = (\overline{\theta}_1 \ \overline{\theta}_2), \Theta_4 = (\overline{\theta}_1 \ \overline{\theta}_2)$$

これを踏まえて LMI 条件を式 (7) に示す。

$$\begin{aligned} & \text{minimize } \gamma^2 \\ & s.t. \begin{cases} \begin{bmatrix} He[A_g(\Theta_i)X(\Theta_i) + B_{1g}Y(\Theta_i)] & M^T \\ M & -I \end{bmatrix} < 0 \\ (M = (C_g(\Theta_i)X(\Theta_i) + D_gY(\Theta_i))) \\ \begin{bmatrix} W & B_{2g}^T \\ B_{2g} & X(\Theta_i) \end{bmatrix} > 0, \gamma^2 - \text{trace}[W] > 0 \end{cases} \quad (7) \end{aligned}$$

条件式を満足する W, X, Y, γ が存在するとき閉ループ系は漸近安定で、 γ は H_2 ノルムを最小化する。

5 シミュレーションと実験結果

5.1 シミュレーション

第 4 章より作成したゲインスケジューリング H_2 コントローラを実装し、図 3 に示すブロック線図のもとシミュレーション上で本手法の検証を行う。ダンパ係数真値 $10[\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}]$ に対しダンパ係数推定初期値を $8[\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}]$ とし、シミュレーションを行った。実験機のスケールに合わせて加える路面外乱 $x_g(t)$ を $0.01[\text{m}]$ の矩形波とし、その形状を図 4 に示す。提案手法を適用した各状態と UKF を用いて推定した推定値を図 5-8 に、減衰係数の推定値を図 9 に、減衰係数推定値の拡大図を図 10 に示す。また、ISO 2631-1 の評価に扱われる車体鉛直加速度を、パッシブサスペンションの場合と従来手法としてロバスト H_2 制御下の場合を提案手法と合わせて図 11 に示す。

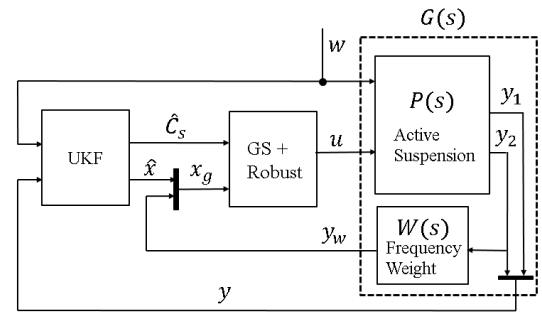


図 3 閉ループ系ブロック線図

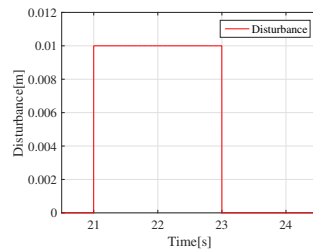


図 4 外乱入力 [m]

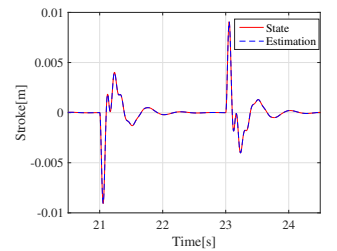


図 5 ストローク [m]

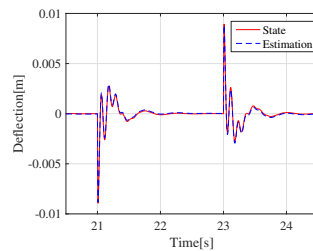


図 6 タイヤの撓み [m]

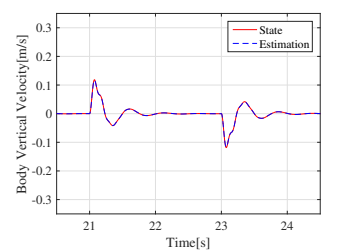


図 7 車体鉛直速度 [m/s]

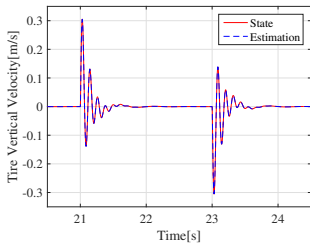


図 8 タイヤ鉛直速度 [m/s]

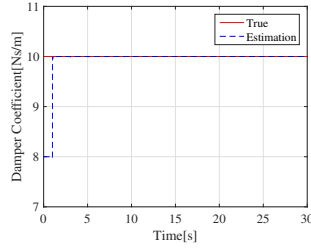


図 9 減衰係数 [N · s/m]

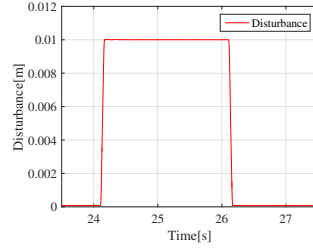


図 12 路面外乱 [m]

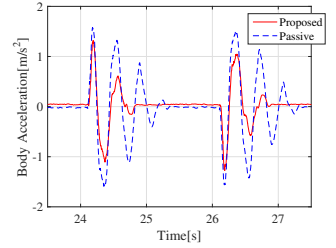


図 13 車体鉛直加速度 [m/s²]

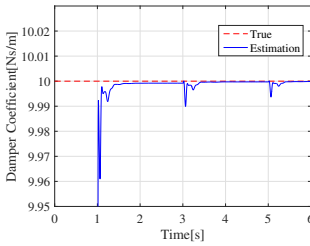


図 10 減衰係数推定値拡大図

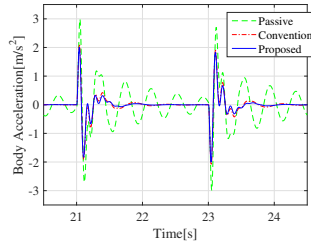


図 11 車体鉛直加速度 [m/s²]

また、ISO 2631-1 の評価手法に則って 227 秒間の計測時間でシミュレーションを行い RMS 解析を行った。各制御手法での RMS 車体鉛直加速度を表 3 に示す。RMS 解析結果より、本提案手法はパッシブサスペンションと比較して約 54.7%、従来手法と比較して約 9.9% 乗り心地の面で改善されていることが確認できた。

表 2 RMS 解析 (シミュレーション)

	RMS Acceleration
Passive	1.105
Conventional	0.556
Proposed	0.501

5.2 実験

設計したゲインスケジューリング H_2 コントローラを実装しシミュレーションと同様に 0.01[m] の矩形波外乱を与え実験を行った。与えた外乱を図 12 に示す。また車体鉛直加速度を、パッシブサスペンションと提案手法とで比較し図 13 に示す。

また、各サスペンションの RMS 車体鉛直加速度を表 3 に示す。RMS 解析結果より、本提案手法はパッシブサスペンションと比較して約 43.4% 乗り心地の面で改善されていることが確認できた。

6 おわりに

本研究では、アクティブサスペンションの減衰係数が使用環境条件や劣化などの原因により変動するパラメータであることに着目をし、これを UKF で推定を行い得られた値を用いてゲインスケジューリング制御する手法を提案した。また、変動パラメータであり不可観測であるタイ

表 3 RMS 解析 (実験)

	RMS Acceleration
Passive	0.626
Proposed	0.354

ヤの空気圧 (ばね定数) についてはロバスト性を保証した。加えて、ISO 2631-1 に基づいて周波数重みを作製し乗り心地性能向上を試みた。成果としてシミュレーション上ではパッシブサスペンションと従来手法のロバスト H_2 制御とを比較し、乗り心地性能の向上を達成することができた。また、実験機上においてもパッシブサスペンションと比較し乗り心地性能の面で提案手法の有用性を実証することができた。

参考文献

- [1] ISO 2631-1: *Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration Part1 General requirements Geneva International Organization for Standardization, 1997*
- [2] Fumiaki Yamada, Kohei Suzuki, Tatsuo Toda, Gan Chen, Isao Takami: *Robust Control of Active Suspension to Improve Ride Comfort with Structural Constraints*, IEEE 14th International Workshop on Advanced Motion Control, 2016
- [3] Tatsuo Toda, Kohei Suzuki, Gan Chen, Isao Takami: *Robust Control of Active Suspension -Improvement of Ride Comfort and Driving Stability Using Half Car Model-*, SICE Annual Conference 2015, pp.690-695, 2015
- [4] ZHENFENG WANG, YECHEN QIN, LIANG GU, MINGMING DONG: *Vehicle System State Estimation Based on Adaptive Unscented Kalman Filtering Combing With Road Classification*, IEEE Access, Vol.5, pp.27786-27799, 2017
- [5] Rudolph van der Merwe, Eric A. Wan: *THE SQUARE-ROOT UNSCENTED KALMAN FILTER FOR STATE AND PARAMETER ESTIMATION*, IEEE international Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, Vol.6, pp.3461-3464, 2001